

# MOTIVE POWER TRANSMISSION MECHANISM

**Patent number:** JP2001153152  
**Publication date:** 2001-06-08  
**Inventor:** OCHIAI YOSHIHIRO  
**Applicant:** SANDEN CORP  
**Classification:**  
**- international:** F16D7/10; F16D41/08; F16H35/10; F16H55/36  
**- european:**  
**Application number:** JP20000068574 20000313  
**Priority number(s):**

Also published as:

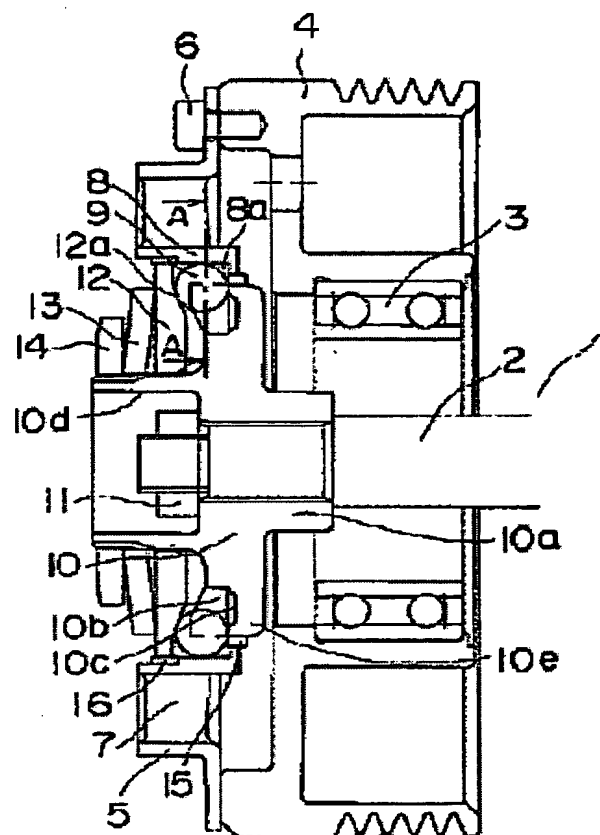


FR2793289 (A1)  
DE10021818 (A)

## Abstract of JP2001153152

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a stable motive power transmission mechanism having no influence by a change in an ambient temperature, capable of preventing an entrance of foreign matter, capable of preventing abrasion, capable of preventing rust and capable of surely maintaining a cutoff state after cutting off the transmission of torque once.

**SOLUTION:** When generating torque exceeding a preset value by an accident of a compressor 1, one taper surface (either one according to the rotational direction of a pulley) of respective radial directional tapered recessed parts 8a of a pulley 4 side inner ring 8 presses respective balls 9 to be moved to respective radial directional and rotary shaft directional recessed parts 10b of a hub 10. Since there is the slight possibility of returning the respective balls to the radial directional outside in a state after this movement, the respective one taper surfaces and an inclined face 12a of a ball pressing ring 12 move the respective balls further to the respective rotary shaft directional inmost recessed parts 10c, so that the respective balls are surely checked from returning to the radial directional outside. Thus, since the inner ring and the respective balls separate from each other, rotation of the pulley is not transmitted to a rotary shaft 2 of the compressor.



Data supplied from the esp@cenet database - Patent Abstracts of Japan

BEST AVAILABLE COPY

(19) 日本国特許庁 (JP)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開 2001-153152

(P 2001-153152A)

(43) 公開日 平成13年6月8日 (2001. 6. 8)

(51) Int. Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード* (参考)
F 1 6 D	7/10	F 1 6 D	7/10
	41/08		41/08
F 1 6 H	35/10	F 1 6 H	35/10
	55/36		55/36
			Z
			G
			E
			H

審査請求 未請求 請求項の数 16 O L

(全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2000-68574 (P2000-68574)

(22) 出願日 平成12年3月13日 (2000. 3. 13)

(31) 優先権主張番号 特願平11-127309

(32) 優先日 平成11年5月7日 (1999. 5. 7)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(31) 優先権主張番号 特願平11-258576

(32) 優先日 平成11年9月13日 (1999. 9. 13)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000001845

サンデン株式会社

群馬県伊勢崎市寿町20番地

(72) 発明者 落合 芳宏

群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式

会社内

(74) 代理人 100071272

弁理士 後藤 洋介 (外2名)

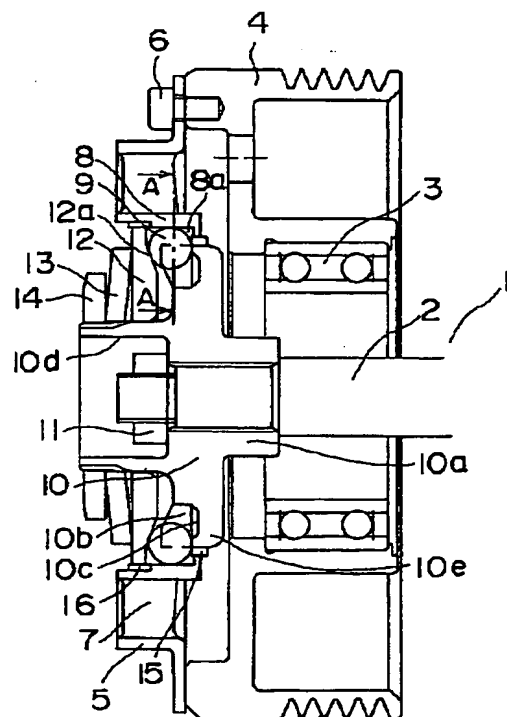
F ターム (参考) 3J031 AA02 AC01 BA19 CA03

(54) 【発明の名称】 動力伝達機構

(57) 【要約】

【課題】 周囲の温度変化の影響を受けず、異物の侵入防止が可能で、摩耗防止及び防錆も可能で、しかも、トルクの伝達が一旦遮断された後は遮断状態を確実に維持する安定した動力伝達機構を提供する。

【解決手段】 圧縮機 1 の事故等に起因して設定値を超過したトルクが発生した際、プーリ 4 側のインナーリング 8 の各径方向テーパ状凹部 8 a の一方のテーパ面 (プーリの回転方向に応じていずれか一方) が、各ボール 9 を押圧してハブ 10 の各径方向及び回転軸方向凹部 10 b に移動する。この移動後の状態では、各ボールは、径方向外側に戻る若干の恐れがあるため、各一方のテーパ面とボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a とは、各ボールを各回転軸方向奥凹部 10 c に更に移動する。この結果、各ボールは、径方向外側に戻ることを確実に阻止される。したがって、インナーリングと各ボールとは、離間するため、プーリの回転は、圧縮機の回転軸 2 に伝達されない。



BEST AVAILABLE COPY

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 複数の径方向テーパ状凹部を有する駆動側回転部材と、回転軸に連結され、かつ、複数の径方向及び回転軸方向凹部を有する従動側回転部材と、前記各径方向テーパ状凹部から前記各径方向及び回転軸方向凹部に移動することができる各ボールと、前記従動側回転部材に取り付けられたばね及び前記ばねによって付勢されたボール押圧リングとから構成され、トルクの伝達時には、前記ボール押圧リングに形成された傾斜面が前記各ボールを前記駆動側回転部材の前記各径方向テーパ状凹部と前記従動側回転部材とに圧接させ、トルクの遮断時には、前記駆動側回転部材の前記各径方向テーパ状凹部の一方のテーパ面と前記ボール押圧リングの前記傾斜面とが前記各ボールを前記各径方向及び回転軸方向凹部に移動させることを特徴とする動力伝達機構。

【請求項 2】 前記従動側回転部材が前記各回転軸方向凹部に連続する各回転軸方向奥凹部を有し、トルクの遮断時には、前記各ボールが前記各回転軸方向奥凹部に移動することにより径方向の移動を阻止されることを特徴とする請求項 1 記載の動力伝達機構。

【請求項 3】 前記駆動側部材が、プーリと、前記プーリに固定されたアウターリングと、前記各ボールに圧接するインナーリングと、前記アウターリングと前記インナーリングとの間を結合する弾性変形可能なゴム部材とを有することを特徴とする請求項 1 記載の動力伝達機構。

【請求項 4】 前記ばねは、皿ばねであって、ねじによって前記ボール押圧リングに対する付勢力を設定されることを特徴とする請求項 1 記載の動力伝達機構。

【請求項 5】 前記駆動側回転部材の内周面と前記従動側回転部材の外周面との間、及び、前記駆動側回転部材の内周面と前記ボール押圧リングの外周面との間を、それぞれシール部材によって密閉したことを特徴とする請求項 1 記載の動力伝達機構。

【請求項 6】 前記ゴム部材の内周面と前記従動側回転部材の外周面との間、及び、前記ゴム部材の内周面と前記ボール押圧リングの外周面との間を、それぞれ圧接することによって密閉したことを特徴とする請求項 3 記載の動力伝達機構。

【請求項 7】 前記インナーリングに固定されたリング状シール部材と前記従動側回転部材の外周面との間、及び、前記ゴム部材の内周面と前記ボール押圧リングの外周面との間を、それぞれ圧接することによって密閉したことを特徴とする請求項 3 記載の動力伝達機構。

【請求項 8】 前記ゴム部材の内周面と前記従動側回転部材の外周面との間、及び、前記インナーリングに固定されたリング状シール部材と前記ボール押圧リングの外周面との間を、それぞれ圧接することによって密閉したことを特徴とする請求項 3 記載の動力伝達機構。

【請求項 9】 前記アウターリングと前記プーリとの間

に隙間が発生した場合、前記アウターリング、前記ゴム部材及び前記インナーリングを前記プーリ側へ移動しても、前記密閉を維持することができることを特徴とする請求項 6、7 又は 8 記載の動力伝達機構。

【請求項 10】 前記従動側回転部材と前記回転軸との間に隙間が発生した場合、前記従動側回転部材、前記各ボール及び前記ボール押圧リングを前記プーリ側へ移動しても、前記密閉を維持することができることを特徴とする請求項 6、7 又は 8 記載の動力伝達機構。

【請求項 11】 前記密閉された空間に防錆材又は潤滑材を封入したことを特徴とする請求項 5～10 のいずれか 1 項記載の動力伝達機構。

【請求項 12】 前記各ボールが前記一方のテーパ面によって前記各径方向テーパ状凹部から前記各径方向及び回転軸方向凹部へ移動を開始した後に、前記各ボールが接する前記ボール押圧リングの傾斜面の角度を、前記各ボールが移動を開始する前に接する前記ボール押圧リングの傾斜面の角度よりも小さく形成したことを特徴とする請求項 1 記載の動力伝達機構。

【請求項 13】 前記各ボールが前記一方のテーパ面によって前記各径方向テーパ状凹部から前記各径方向及び回転軸方向凹部へ移動を開始する時のトルクと、完全遮断時のトルクとが略等しくなるように構成したことを特徴とする請求項 1 記載の動力伝達機構。

【請求項 14】 トルクの遮断時に、前記各ボールが前記各回転軸方向奥凹部に移動した状態においても、前記ばねの付勢力が前記各ボールに作用するように、前記従動側回転部材と前記ボール押圧リングとの間に隙間を形成したことを特徴とする請求項 2 記載の動力伝達機構。

【請求項 15】 トルクの遮断時に、前記各ボールが前記各回転軸方向奥凹部に移動した状態においても、前記ばねの付勢力が前記各ボールに作用するように、前記各回転軸方向奥凹部の深さを設定したことを特徴とする請求項 2 記載の動力伝達機構。

【請求項 16】 前記ねじに緩みを防止する手段を併用したことを特徴とする請求項 4 記載の動力伝達機構。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、トルクリミッタの機能を有する動力伝達機構に関するものであり、圧縮機及び一般産業用機器等の分野に広範に用いることができる。

【0002】

【従来の技術】 この種の動力伝達機構は、多数提案されているが、一例として特開平 8-135752 号公報に記載された動力伝達機構について図 19 を参照して説明する。

【0003】 図 19 (b) に示されるように、圧縮機 21 のフロントハウジング 22 の内筒突出部 22A には、球軸受 24 の内輪が固定され、球軸受 24 の外輪には、

ロータ 25 が固定されている。ロータ 25 には、プーリ 26 が固定され、プーリ 26 には、リベット 27 により第 1 保持部材 28 が固定されている。

【0004】圧縮機 21 のシャフト 23 には、ハブ 29 がナット 30 により固定され、ハブ 29 には、リベット 31 により第 2 保持部材 32 が固定されている。

【0005】第 1 保持部材 28 と第 2 保持部材 32 との間には、合成樹脂又はゴム製の弾性リング体 33 が圧入されている。

【0006】図 19 (a) に示されるように、弾性リング体 33 は、花びら状であり、弾性リング体 33 の内外両周面には、複数の凸部 33A 及び凹部 33B が形成されている。また、第 1 保持部材 28 の外周面には、複数の凹部 28A 及び凸部 28B が、それぞれ弾性リング体 33 の複数の凸部 33A 及び凹部 33B に対応して形成されている。更に、第 2 保持部材 32 の内周面には、複数の凹部 32A 及び凸部 32B が、それぞれ弾性リング体 33 の複数の凸部 33A 及び凹部 33B に対応して形成されている。

【0007】プーリ 26 から圧縮機 21 のシャフト 23 に通常のトルクを伝達する際には、弾性リング体 33 の複数の凸部 33A 及び凹部 33B が、それぞれ第 1 保持部材 28 の複数の凹部 28A 及び凸部 28B と第 2 保持部材 32 の複数の凹部 32A 及び凸部 32B との間で圧縮変形し、その反力によりトルクを伝達する。そして、圧縮機 21 の焼付き事故等に起因して設定値を超過したトルクが発生した際には、弾性リング体 33 が変形し、その径方向肉厚が减小する。この結果、弾性リング体 33 は、第 2 保持部材 32 の凹部 32A 及び凸部 32B に対してスリップするので、トルクの伝達が遮断される。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】前記従来の動力伝達機構では、第 1 保持部材及び第 2 保持部材に回転方向に沿ってそれぞれ複数の凹部及び凸部が設けられているため、弾性リング体が一度スリップして、その凸部及び凹部が第 2 保持部材の凹部及び凸部から脱出しても、第 2 保持部材の隣接する凹部及び凸部にはまり込み、再びトルクを伝達する可能性がある。

【0009】更に、前記従来の動力伝達機構では、周囲の温度の昇降に起因して弾性リング体の弾性率が変動するため、トルクリミッタの機能が不安定である。

【0010】そこで、本発明は、前記従来の動力伝達機構の欠点を改良し、周囲の温度変化の影響を受けず、異物の侵入防止が可能で、摩耗防止及び防錆も可能で、しかも、トルクの伝達が一旦遮断された後は遮断状態を確実に維持する安定した動力伝達機構を提供しようとするものである。

【0011】

【課題を解決するための手段】本発明は、前記課題を解決するため、次の手段を採用する。

【0012】1. 複数の径方向テーパ状凹部を有する駆動側回転部材と、回転軸に連結され、かつ、複数の径方向及び回転軸方向凹部を有する従動側回転部材と、前記各径方向テーパ状凹部から前記各径方向及び回転軸方向凹部に移動することができる各ボールと、前記従動側回転部材に取り付けられたばね及び前記ばねによって付勢されたボール押圧リングとから構成され、トルクの伝達時には、前記ボール押圧リングに形成された傾斜面が前記各ボールを前記駆動側回転部材の前記各径方向テーパ状凹部と前記従動側回転部材とに圧接させ、トルクの遮断時には、前記駆動側回転部材の前記各径方向テーパ状凹部の一方のテーパ面と前記ボール押圧リングの前記傾斜面とが前記各ボールを前記各径方向及び回転軸方向凹部に移動させる動力伝達機構。

【0013】2. 前記従動側回転部材が前記各回転軸方向凹部に連続する各回転軸方向奥凹部を有し、トルクの遮断時には、前記各ボールが前記各回転軸方向奥凹部に移動することにより径方向の移動を阻止される前記 1 記載の動力伝達機構。

【0014】3. 前記駆動側部材が、プーリと、前記プーリに固定されたアウトerringと、前記各ボールに圧接するインerringと、前記アウトerringと前記インerringとの間を結合する弾性変形可能なゴム部材とを有する前記 1 記載の動力伝達機構。

【0015】4. 前記ばねは、皿ばねであって、ねじによって前記ボール押圧リングに対する付勢力を設定される前記 1 記載の動力伝達機構。

【0016】5. 前記駆動側回転部材の内周面と前記従動側回転部材の外周面との間、及び、前記駆動側回転部材の内周面と前記ボール押圧リングの外周面との間を、それぞれシール部材によって密閉した前記 1 記載の動力伝達機構。

【0017】6. 前記ゴム部材の内周面と前記従動側回転部材の外周面との間、及び、前記ゴム部材の内周面と前記ボール押圧リングの外周面との間を、それぞれ圧接することによって密閉した前記 3 記載の動力伝達機構。

【0018】7. 前記インerringに固定されたリング状シール部材と前記従動側回転部材の外周面との間、及び、前記ゴム部材の内周面と前記ボール押圧リングの外周面との間を、それぞれ圧接することによって密閉した前記 3 記載の動力伝達機構。

【0019】8. 前記ゴム部材の内周面と前記従動側回転部材の外周面との間、及び、前記インerringに固定されたリング状シール部材と前記ボール押圧リングの外周面との間を、それぞれ圧接することによって密閉した前記 3 記載の動力伝達機構。

【0020】9. 前記アウトerringと前記プーリとの間に隙間が発生した場合、前記アウトerring、前記ゴム部材及び前記インerringを前記プーリ側へ移動しても、前記密閉を維持することができる前記 6, 7 又は

8 記載の動力伝達機構。

【0021】10. 前記従動側回転部材と前記回転軸との間に隙間が発生した場合、前記従動側回転部材、前記各ボール及び前記ボール押圧リングを前記プーリ側へ移動しても、前記密閉を維持することができる前記 6, 7 又は 8 記載の動力伝達機構。

【0022】11. 前記密閉された空間に防錆材又は潤滑材を封入した前記 5～10 のいずれか 1 つ記載の動力伝達機構。

【0023】12. 前記各ボールが前記一方のテーパ面によって前記各径方向テーパ状凹部から前記各径方向及び回転軸方向凹部へ移動を開始した後に、前記各ボールが接する前記ボール押圧リングの傾斜面の角度を、前記各ボールが移動を開始する前に接する前記ボール押圧リングの傾斜面の角度よりも小さく形成した前記 1 記載の動力伝達機構。

【0024】13. 前記各ボールが前記一方のテーパ面によって前記各径方向テーパ状凹部から前記各径方向及び回転軸方向凹部へ移動を開始する時のトルクと、完全遮断時のトルクとが略等しくなるように構成した前記 1 記載の動力伝達機構。

【0025】14. トルクの遮断時に、前記各ボールが前記各回転軸方向奥凹部に移動した状態においても、前記ばねの付勢力が前記各ボールに作用するように、前記従動側回転部材と前記ボール押圧リングとの間に隙間を形成した前記 2 記載の動力伝達機構。

【0026】15. トルクの遮断時に、前記各ボールが前記各回転軸方向奥凹部に移動した状態においても、前記ばねの付勢力が前記各ボールに作用するように、前記各回転軸方向奥凹部の深さを設定した前記 2 記載の動力伝達機構。

【0027】16. 前記ねじに緩みを防止する手段を併用した前記 4 記載の動力伝達機構。

【0028】

【発明の実施の形態】本発明の 4 つの実施の形態について以下に説明する。

【0029】まず、本発明の第 1 実施の形態例の動力伝達機構が使用された圧縮機について図 1～図 5 を参照して説明する。図 1 は、正面図、図 2 は、トルクの伝達時における圧縮機の軸方向断面図、図 3 は、トルクの遮断時における圧縮機の軸方向断面図、図 4 は、図 2 における線 A-A による断面図、図 5 は、図 3 における線 B-B による断面図である。

【0030】圧縮機 1 のハウジングには、球軸受 3 の内輪が固定され、球軸受 3 の外輪には、プーリ 4 が固定されている。プーリ 4 の側面には、アウターリング 5 が 3 本のボルト 6 によって固定され、アウターリング 5 の内側には、加硫接着された弾性変形可能なゴムリング 7 を介してインナーリング 8 が固定されている。ゴムリング 7 は、緩衝作用を営む。インナーリング 8 には、1 個の

ボール 9 を収容するための径方向テーパ状凹部 8 a が、同一径上に等間隔で数箇所形成されている。各径方向テーパ状凹部 8 a には、一对のテーパ面 8 b が左右対称に形成されている。

【0031】圧縮機の回転軸 2 には、ハブ 10 の軸取付部 10 a がナット 11 によって固定されている。ハブ 10 には、1 個のボール 9 を収容するための径方向及び回転軸方向凹部 10 b が、同一径上に等間隔で数箇所形成されている。また、各径方向及び回転軸方向凹部 10 b に連続して各回転軸方向奥凹部 10 c が形成されている。

【0032】各ボール 9 は、トルクの伝達時には、図 2 と図 4 に示されるように、各径方向テーパ状凹部 8 a と各径方向及び回転軸方向凹部 10 b とにまたがって位置する。しかし、トルクの遮断時には、各ボール 9 は、図 3 と図 5 に示されるように、各径方向及び回転軸方向凹部 10 b に移動して、更に、各回転軸方向奥凹部 10 c に移動する。各ボール 9 の移動については、後述する。

【0033】ハブ 10 の突出円筒部 10 d には、ボール押圧リング 12 と皿ばね 13 とをはめて、ナット 14 によって固定する。ナット 14 の締め付け度を加減することによって、ボール押圧リング 12 に対する皿ばね 13 の付勢力を設定することができる。ボール押圧リング 12 には、各ボール 9 を径方向外側に配置されるインナーリング 8 と回転軸方向に配置されるハブ 10 とに対して圧接させるための傾斜面 12 a が形成されている。インナーリング 8 とハブ 10 の突出部 10 e との間には、リング状シール部材 15 を配設し、また、インナーリング 8 とボール押圧リング 12 との間には、リング状シール部材 16 を配設する。インナーリング 8、ハブ 10、ボール押圧リング 12 及び各リング状シール部材 15, 16 によって密閉された空間に、防錆材又は潤滑材を封入する。

【0034】インナーリング 8 の各径方向テーパ状凹部 8 a の一对のテーパ面 8 b の一方（プーリ 4 の回転方向に応じていずれか一方）と、各ボール 9 と、ボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a との間における力の関係及びボールの移動について説明する。傾斜面 12 a は、皿ばね 13 の付勢力によってボール 9 を傾斜面 12 a に対して垂直な方向に力 P1 で押す。図 10 に示されるように、力 P1 は、ボール 9 を径方向外側に押す分力 P1 r と回転軸方向右側に押す分力 P1 h とに分解することができる。また、一方のテーパ面 8 b は、ボール 9 をテーパ面 8 b に対して垂直な方向に力 P2 で押す。図 11 に示されるように、力 P2 は、ボール 9 を径方向内側に押す分力 P2 r と回転軸方向右側（図 4 においてインナーリング 8 が右方向回転の場合）に押す分力 P2 h とに分解することができる。P1 r > P2 r のとき、一对のテーパ面 8 b がボール 9 に圧接するため、トルクは伝達され、P1 r < P2 r のとき、一方のテーパ面 8 b がボー

ル 9 を径方向内側に移動させるため、トルクの伝達は遮断される。

【0035】トルクの伝達時における本実施の形態例の作用について図 2 と図 4 を参照して説明する。各ボール 9 は、インナーリング 8 の各径方向テーパ状凹部 8 a の一対のテーパ面 8 b と、ハブ 10 の突出部 10 e と、ボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a とに圧接しているため、プーリ 4 の回転は、3 本のボルト 6、アウターリング 5、ゴムリング 7、インナーリング 8、各ボール 9、ハブ 10 の突出部 10 e 及びハブ 10 の軸取付部 10 a を経て圧縮機の回転軸 2 に伝達される。

【0036】圧縮機 1 の焼付き事故等に起因して設定値を超過したトルクが発生した際には、図 2 と図 4 の状態が維持されずに、インナーリング 8 の各径方向テーパ状凹部 8 a の一方のテーパ面 8 b（プーリ 4 の回転方向に依じていずれか一方）が、各ボール 9 を押圧して図 3 と図 5 に示されるようにハブ 10 の各径方向及び回転軸方向凹部 10 b に移動する。この移動後の状態では、各ボール 9 は、径方向外側に戻る若干の恐れがあるため、各一方のテーパ面 8 b とボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a とは、各ボール 9 を各回転軸方向奥凹部 10 c に更に移動する。この結果、各ボール 9 は、径方向外側に戻ることを確実に阻止される。このとき、ボール押圧リング 12 は、傾斜面 12 a が各ボール 9 に押圧されることによって、皿ばね 13 に抵抗しながら図 2 において一時的に若干左方向に移動した後復元する。したがって、インナーリング 8 と各ボール 9 とは、離間するため、プーリ 4 の回転は、圧縮機の回転軸 2 に伝達されない。

【0037】次に、本発明の第 2 実施の形態例の動力伝達機構について図 6 を参照して説明する。第 2 実施の形態例は、第 1 実施の形態例に部分的改良を施したものであるから、改良点のみを説明する。

【0038】トルクの遮断時に、各ボール 9 が各回転軸方向奥凹部 10 c に移動した状態においても、皿ばね 13 の回転軸方向の押圧力が作用するように、ハブ 10 の回転軸方向にボール押圧リング 12 の受部 10 f を適宜の長さに設定する。すると、ナット 14 の緩みを防止することができる。緩みの防止が可能な理由は、ナット 14 に対してトルクの遮断後も皿ばね 13 の回転軸方向の押圧力が作用していることであり、ナット 14 を緩めるためには、回転軸方向の押圧力に相当するトルクをナット 14 に作用させる必要がある。ボール押圧リング 12 とハブ 10 の受部 10 f との間に、ボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a が各ボール 9 を径方向外側へ押す力の発生を阻害しない程度の最小隙間 c を形成することが適切である。

【0039】更に、本発明の第 3 実施の形態例の動力伝達機構について図 7 ～図 12 を参照して説明する。第 3 実施の形態例は、第 1 実施の形態例に部分的改良を施したものであるから、改良点のみを説明する。

【0040】各ボール 9 は、トルクの伝達時には、図 2 と図 4 に示されるように、インナーリング 8 の一方のテーパ面 8 b とボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a とに圧接されている。トルクの遮断時に、各ボール 9 は、図 7 に示されるように、インナーリング 8 の内径 8 c まで径方向内側及び回転軸方向に移動することができる。この状態で、各ボール 9 がハブ 10 の各回転軸方向奥凹部 10 c へ移動するかどうかは、図 8 におけるボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a と径方向との間の角度  $\theta$  と、各ボール 9 とハブ 10 のボール受エッジ部 10 g との接点における接線と径方向との間の角度  $\theta_a$  との大小関係による。図 9 は、図 8 におけるボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a に設計変更を施し、傾斜面 12 a に連続し、かつ、傾斜角度が小さい傾斜面 12 b を形成されたボール押圧リング 12 を示す。傾斜面 12 b と径方向との間の角度を  $\theta'$  とする。角度  $\theta_a$  が角度  $\theta$ 。又は  $\theta'$ 。よりも大きい場合、各ボール 9 は径方向内側及び回転軸方向に移動する。各ボール 9 が一方のテーパ面 8 b によって各径方向テーパ状凹部 8 a から径方向内側及び回転軸方向へ移動を開始した後に、各ボール 9 が接するボール押圧リング 12 の傾斜面の角度を、トルクの伝達開始時の傾斜面 12 a の角度  $\theta$ 。よりも小さく形成すると、各ボール 9 は一層確実に移動する。

【0041】トルクの遮断時に、各ボール 9 が各回転軸方向奥凹部 10 c に移動した状態においても、皿ばね 13 の回転軸方向の押圧力が作用するように、各回転軸方向奥凹部 10 c の深さを設定すると、ナット 14 の緩みを防止することができる。ナット 14 とねじロック材等とを併用すれば、一層確実にナット 14 の緩みを防止できるが、各回転軸方向奥凹部 10 c の深さを適切に設定することによって、ねじロック材等を不要にすることができる。

【0042】遮断トルクを低く設定する場合、皿ばね 13 の回転軸方向の押圧力を低くしなければならない。この場合、ナット 14 の緩みが発生する危険性が増大する。したがって、ねじロック材等を使用することによって、ナット 14 の緩みに起因する動力伝達機構の誤作動を防止することができる。

【0043】トルクの遮断時に、各ボール 9 は、インナーリング 8 の各径方向テーパ状凹部 8 a の一方のテーパ面 8 b によって径方向内側及び回転軸方向へ移動を開始する。各ボール 9 の移動に伴い、図 10 と図 11 に示されるように、各径方向テーパ状凹部 8 a とハブ 10 の各径方向及び回転軸方向凹部 10 b との間の角度  $\theta_r$  が発生し、各ボール 9 を径方向内側及び回転軸方向へ移動する力が増大する。この力の増大傾向と、ボール押圧リング 12 の傾斜面 12 a, 12 b による各ボール 9 の移動阻止力の増加傾向とをほぼ一致させると、遮断開始時から完全遮断時までに至る間の駆動トルクをほぼ一定に維持することができる。

【0044】図10と図11において、径方向と径方向テーパ状凹部8aの中心線との間の角度を $\theta_r$ 、径方向テーパ状凹部8aの中心線と一方のテーパ面8bとの間の角度を $\theta_t$ 、ハブ10の中心から一方のテーパ面8bがボール9を力P2で押す点までの径方向距離をl、伝達トルクをTとすると、

$$P2r = P2h \times \tan(\theta_r + \theta_t)$$

$$T = P2h \times l$$

したがって、次の数式(1)が成立する。

【0045】

【数1】

$$P2r = \frac{T}{l} \tan(\theta_r + \theta_t) \quad (1)$$

ここで、 $P2r = P1r$ とすると、 $P1r = P1h \times \tan(\theta_s)$ であるから、次の数式(2)と(3)が成立する。

【0046】

【数2】

$$\frac{T}{l} \tan(\theta_r + \theta_t) = P1h \tan(\theta_s) \quad (2)$$

【数3】

$$T = \frac{l P1h \tan(\theta_s)}{\tan(\theta_r + \theta_t)} \quad (3)$$

角度ずれによるボール9の移動により変動する数値は、lとP1hである。lの変化によるP1hの増加が適切であれば、Tは角度ずれ( $\theta_r$ )に対してほぼ一定となる。

【0047】図12は、伝達トルクと角度ずれの関係を示すグラフである。遮断開始のときのトルクと完全遮断のときのトルクとの差が小さい場合は、伝達トルクは角度ずれの変化に対してフラットに近く、前記トルクの差が大きい場合は、伝達トルクは角度ずれの変化に対してフラットでなくなる。

【0048】更に、本発明の第4実施の形態例の動力伝達機構について図13～図18を参照して説明する。第4実施の形態例は、第1実施の形態例に部分的改良を施したものであるから、改良点のみを説明する。

【0049】図14において、ハブ10のフランジ10hの外周面はゴムリング7の内周面に圧接し、また、ボール押圧リング12の外周面もゴムリング7の外周面に圧接する。したがって、ハブ10とゴムリング7とボール押圧リング12とによって密閉された空間には、外部から異物が侵入しないので、動力伝達機構の遮断機能に支障が生じない。また、グリース等の潤滑材又は防錆材を密閉された空間に封入すると、動力伝達機構における遮断構造の摩耗防止及び防錆を図ることができる。

【0050】図15に本発明の第4実施の形態例の動力伝達機構の第1設計変更例を示す。第1設計変更例では、ハブ10のフランジ10hの外周面はインナーリング8の内周面の内側(圧縮機に近い側)に固定されたり

リング状シール部材15に圧接し、その他の点は図14と同様である。

【0051】図16に本発明の第4実施の形態例の動力伝達機構の第2設計変更例を示す。第2設計変更例では、ボール押圧リング12の外周面はインナーリング8の内周面の外側(圧縮機に遠い側)に固定されたリング状シール部材16に圧接し、その他の点は図14と同様である。

【0052】続いて、図14に示される本発明の第4実施の形態例の動力伝達機構において、アウターリング5とプーリ4との間に隙間が発生した状態を図17に示し、ハブ10と圧縮機の回転軸2との間に隙間が発生した状態を図18に示す。

【0053】図17の状態において、アウターリング5にボルト6を挿通してプーリ4にねじ込むと、アウターリング5とゴムリング7とインナーリング8とは、プーリ4側へ移動する。この際、ハブ10のフランジ10hの外周面とゴムリング7の内周面との間、及び、ボール押圧リング12の外周面とゴムリング7の内周面との間は、それぞれシールを維持することができる。

【0054】図18の状態において、圧縮機の回転軸2にナット11をねじ込むと、ハブ10、ボール9、ボール押圧リング12、皿ばね13及びナット14は、プーリ4側へ移動する。この際、ハブ10のフランジ10hの外周面とゴムリング7の内周面との間、及び、ボール押圧リング12の外周面とゴムリング7の内周面との間は、それぞれシールを維持することができる。

【0055】

【発明の効果】以上の説明から明らかなように、本発明によれば、次の効果を奏することができる。

【0056】1. 動力伝達機構の周囲の温度変化の影響を受けないため、安定したトルクリミッタが得られる。

【0057】2. トルクの伝達が一旦遮断された後は、従来の技術のようにトルクの伝達と遮断とが断続的に繰り返される欠点が生じない。

【0058】3. 動力伝達機構に振動、騒音及び発熱が生じない。

【0059】4. シール部材を動力伝達機構の遮断構造に採用したから、塵埃等の異物の侵入が防止されるので、トルクリミッタの特性が変動しない。

【0060】5. シール部材の採用によって密閉された空間に防錆材又は潤滑材を封入することができるから、動力伝達機構の遮断構造の防錆及び摩耗防止を図ることができるので、トルクリミッタの特性が変動しない。

【0061】6. 動力伝達機構を従動側機器に取り付けるとき、従動側機器の回転軸方向の隙間を調整するためのシム等が不要である。

【0062】7. トルクの伝達が遮断された後、部品の交換をせずに、ボール押圧リング、ばね及びねじをハブに対して脱着して、各ボールをトルクの伝達位置に移動

させることによって、動力伝達機構を復旧させることができる。

【0063】8. ボール押圧リングの傾斜面の角度を適宜に形成することによって、各ボールは一層確実に移動するので、設定値を超過したトルクが発生した際に、トルクの伝達を確実に遮断することができる。

【0064】9. 遮断開始時のトルクと完全遮断時のトルクとが略等しくなるように構成したから、動力伝達機構の信頼性が向上する。

【0065】10. ボール押圧リングとハブ等の従動側回転部材との間に隙間を形成すること、各回転軸方向奥凹部の深さを適宜に設定すること、又は、ボール押圧リングを付勢するねじに緩みを防止する手段を併用することによって、トルクの伝達の遮断状態を確実に維持することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施の形態例の動力伝達機構が使用された圧縮機の正面図である。

【図2】本発明の第1実施の形態例の動力伝達機構が使用された圧縮機のトルクの伝達時における軸方向断面図である。

【図3】本発明の第1実施の形態例の動力伝達機構が使用された圧縮機のトルクの遮断時における軸方向断面図である。

【図4】図2における線A-Aによる断面図である。

【図5】図3における線B-Bによる断面図である。

【図6】本発明の第2実施の形態例の動力伝達機構のトルクの伝達時における要部の軸方向断面図である。

【図7】本発明の第3実施の形態例の動力伝達機構のトルクの完全遮断時におけるインナーリングとボールとハブとの関係を示す正面図である。

【図8】本発明の第3実施の形態例の動力伝達機構のトルクの遮断時における要部の軸方向断面図である。

【図9】本発明の第3実施の形態例の動力伝達機構の設計変更例のトルクの遮断時における要部の軸方向断面図である。

【図10】本発明の第3実施の形態例の動力伝達機構のトルクの遮断時における力学関係を説明するための要部の軸方向断面図である。

【図11】本発明の第3実施の形態例の動力伝達機構のトルクの遮断時におけるインナーリングとボールとハブとの力学関係を説明するための正面図である。

【図12】本発明の第3実施の形態例の動力伝達機構における伝達トルクと角度ずれの関係を示すグラフである。

【図13】本発明の第4実施の形態例の動力伝達機構が使用された圧縮機の正面図である。

【図14】本発明の第4実施の形態例の動力伝達機構が使用された圧縮機のトルクの伝達時における軸方向断面図である。

【図15】本発明の第4実施の形態例の第1設計変更例の動力伝達機構が使用された圧縮機のトルクの伝達時における軸方向断面図である。

【図16】本発明の第4実施の形態例の第2設計変更例の動力伝達機構が使用された圧縮機のトルクの伝達時における軸方向断面図である。

【図17】図14において、アウターリングとプーリとの間に隙間が発生した状態を示す模式図である。

【図18】図14において、ハブと圧縮機の回転軸との間に隙間が発生した状態を示す模式図である。

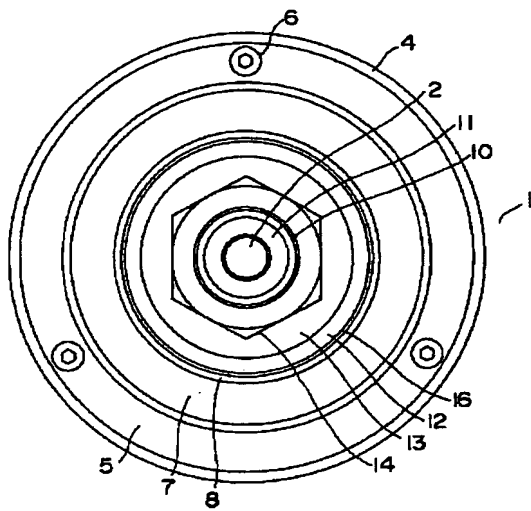
【図19】従来の動力伝達機構が使用された圧縮機を示し、(a)は正面図、(b)は(a)における線C-O-Cによる断面図である。

#### 【符号の説明】

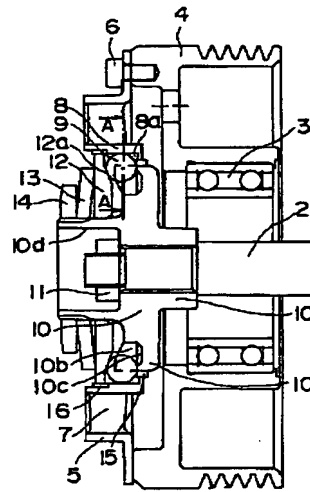
- |      |              |
|------|--------------|
| 1    | 圧縮機          |
| 2    | 圧縮機の回転軸      |
| 3    | 球軸受          |
| 4    | プーリ          |
| 5    | アウターリング      |
| 6    | ボルト          |
| 7    | ゴムリング        |
| 8    | インナーリング      |
| 8 a  | 径方向テーパ状凹部    |
| 8 b  | テーパ面         |
| 8 c  | 内径           |
| 9    | ボール          |
| 10   | ハブ           |
| 10 a | 軸取付部         |
| 10 b | 径方向及び回転軸方向凹部 |
| 10 c | 回転軸方向奥凹部     |
| 10 d | 突出円筒部        |
| 10 e | 突出部          |
| 10 f | 受部           |
| 10 g | ボール受エッジ部     |
| 10 h | フランジ         |
| 11   | ナット          |
| 12   | ボール押圧リング     |
| 12 a | 傾斜面          |
| 12 b | 傾斜面          |
| 13   | 皿ばね          |
| 14   | ナット          |
| 15   | リング状シール部材    |
| 16   | リング状シール部材    |



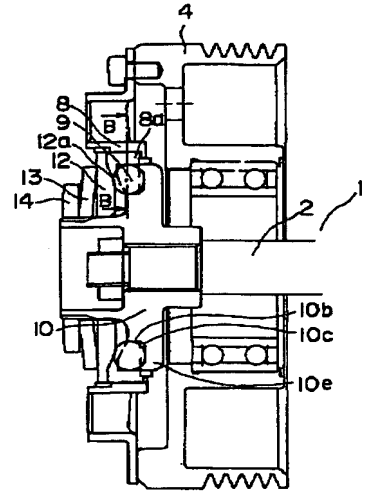
【図 1】



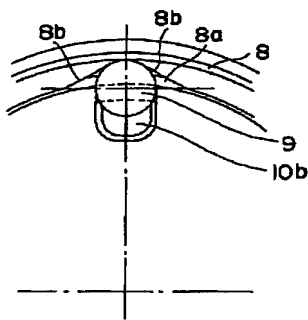
【図 2】



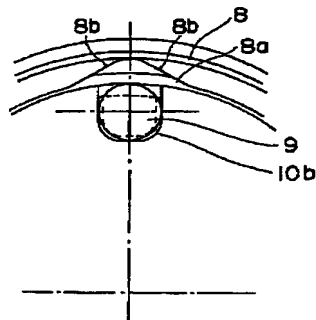
【図 3】



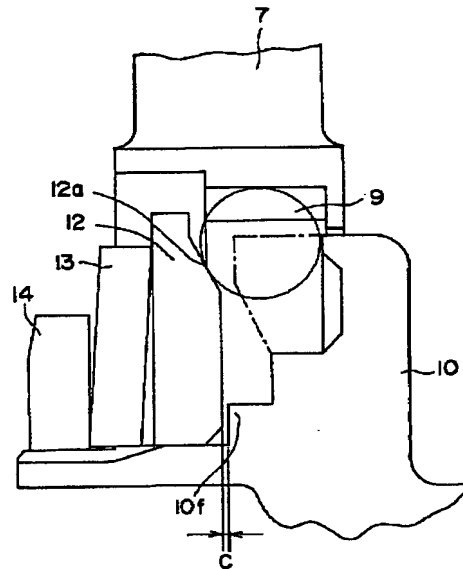
【図 4】



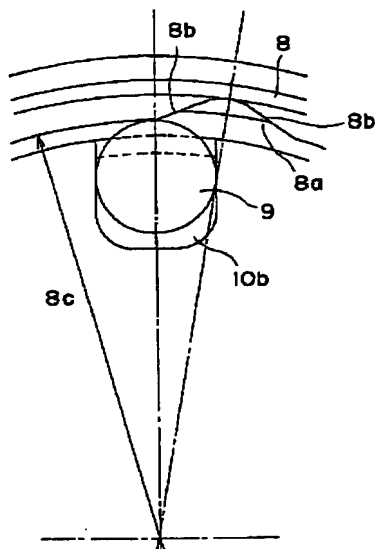
【図 5】



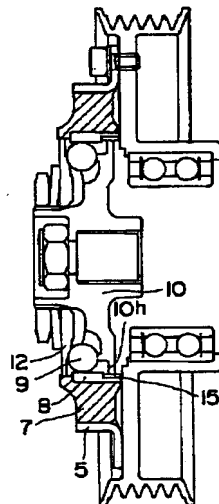
【図 6】



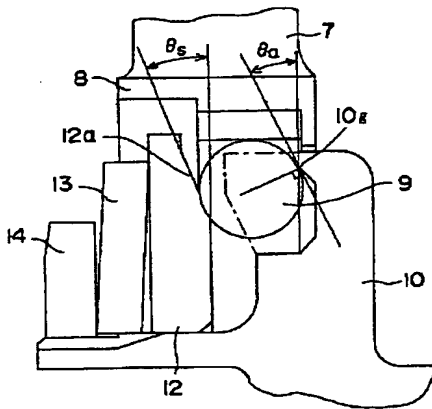
【図 7】



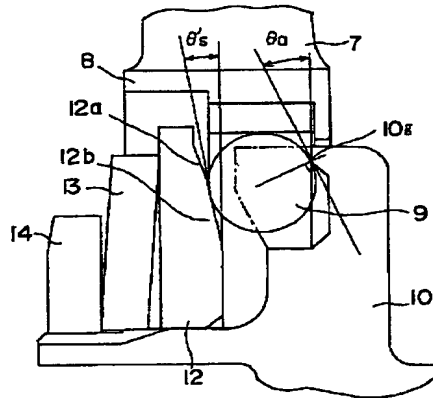
【図 15】



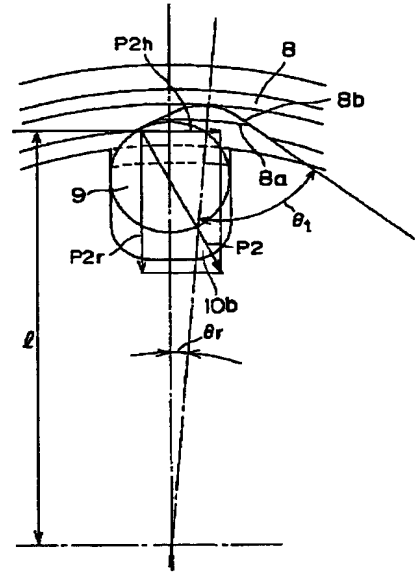
【図8】



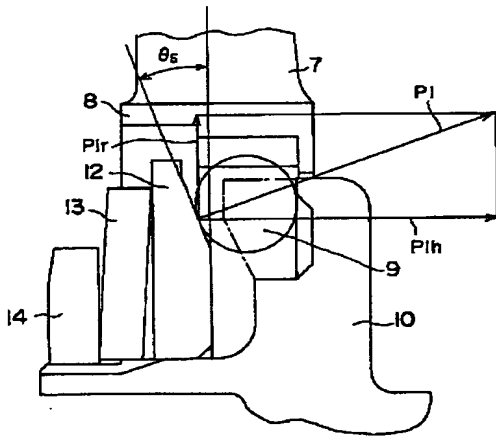
【図9】



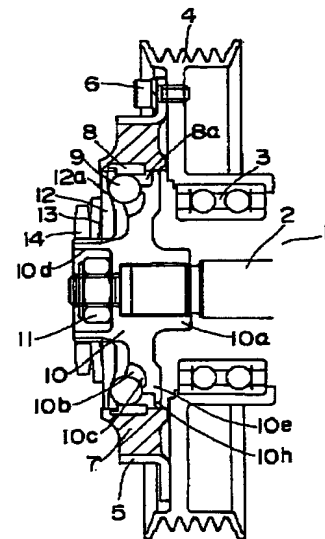
【図11】



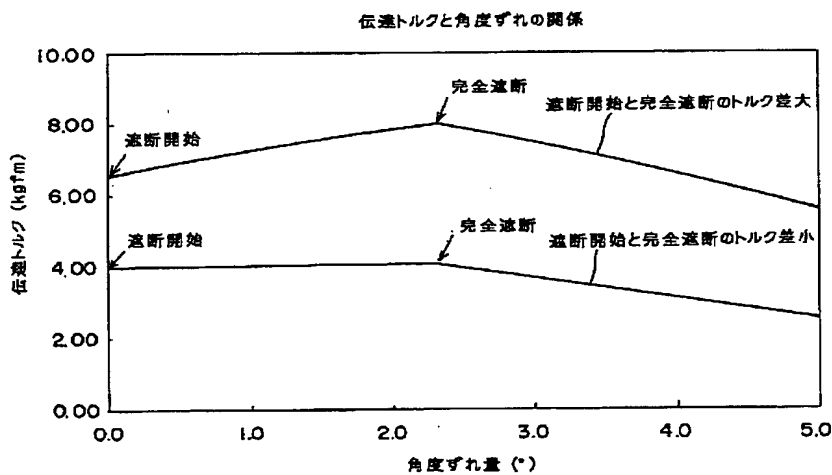
【図10】



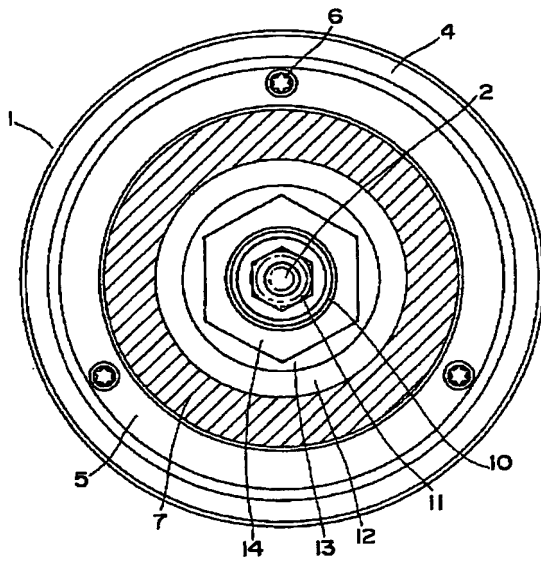
【図14】



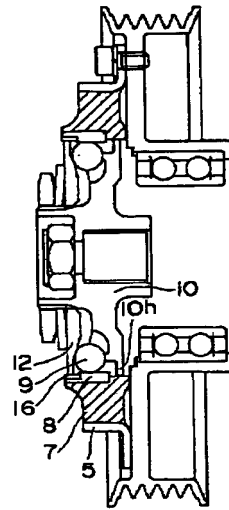
【図12】



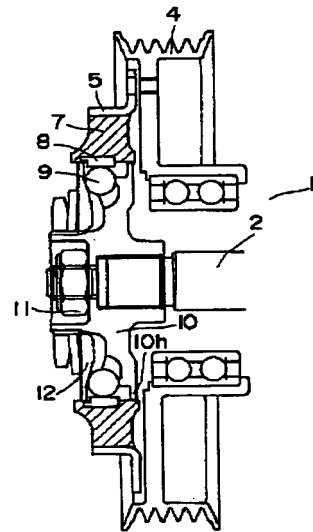
【図13】



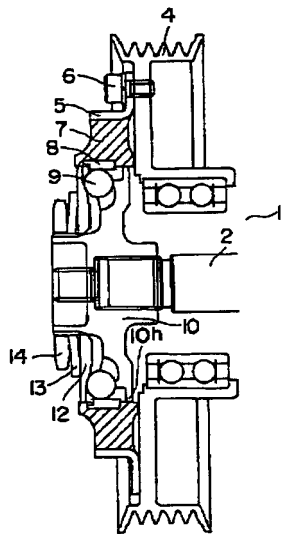
【図16】



【図17】



【図18】



【図19】

